

P03JTC03508

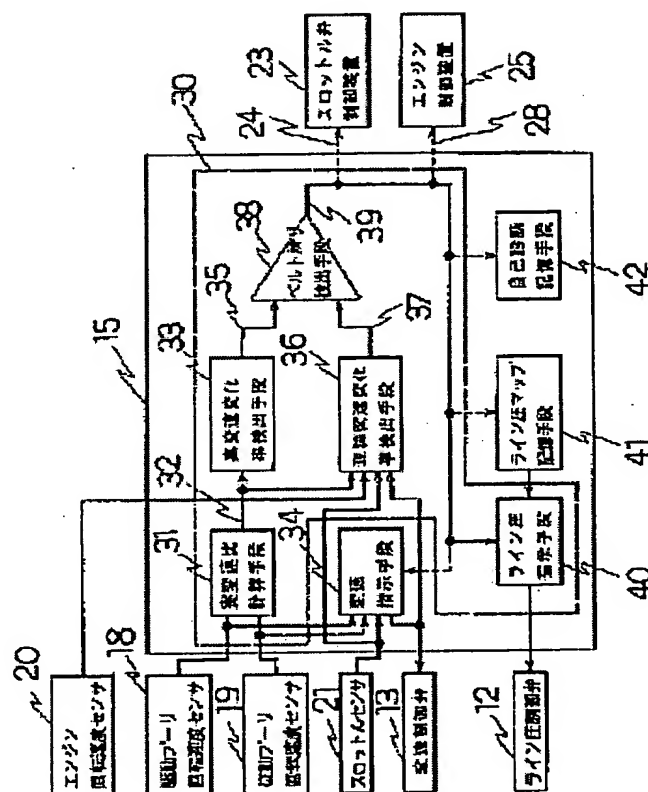
CONTROLLING METHOD FOR V-BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION AND CONTROLLER THEREFOR

特開平6-11022

Patent number: JP6011022
 Publication date: 1994-01-21
 Inventor: MIYAKE JUNJI
 Applicant: HITACHI LTD
 Classification:
 - international: F16H61/00; F16H9/00; F16H59/40; F16H59/42; F16H59/68
 - european:
 Application number: JP19920164864 19920623
 Priority number(s): JP19920164864 19920623

Abstract of JP6011022

PURPOSE: To detect sliding between a V-belt and a pulley at a low cost and restrain this sliding in a V-belt type continuously variable transmission. **CONSTITUTION:** A real speed change ratio calculator 31 calculates a real speed change ratio 32 on the basis of detection signals output from a driving pulley rotation speed sensor 18 and a driven pulley rotation speed sensor 19, and further, a real speed change rate detector 33 calculates a real speed change rate. A theoretical speed change rate detector 36 calculates a theoretical speed change rate based on the real speed change ratio 32, an engine speed, a throttle valve opening degree, and a control quantity of a speed change control valve 13. A comparator (belt sliding detector) 38 compares a real speed change rate with the theoretical speed change rate so as to detect whether or not belt sliding is generated. If belt sliding is generated, a line pressure indicator 40 receives a signal, to thus increase a line pressure.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-11022

(13)公開日 平成6年(1994)1月21日

(51)Int.Cl. ³	識別記号	庁内整理番号	FI	技術表示箇所
F16H 61/00		8009-3J		
9/00				
// F16H 59:40		8009-3J		
59:42		8009-3J		
59:68		8009-3J		

審査請求 未請求 請求項の数10(全 21 頁)

(21)出願番号 特願平4-164864
(22)出願日 平成4年(1992)6月23日

(71)出願人 000005108
株式会社日立製作所
東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地
(72)発明者 三宅 淳司
茨城県勝田市大字高場2520番地 株式会社
日立製作所自動車機器事業部内
(74)代理人 弁理士 秋本 正実

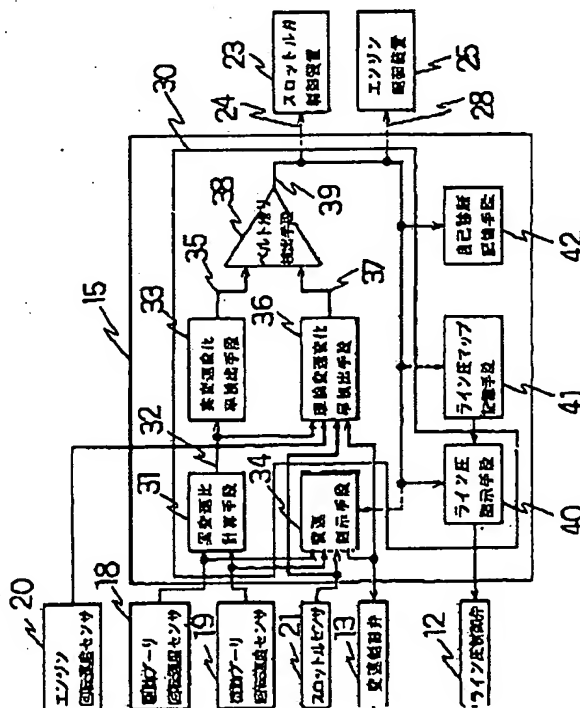
(54)【発明の名称】 Vベルト式無段階変速装置の制御方法及びその制御装置

(57)【要約】

【目的】 Vベルト式無段階変速装置の、Vベルトとプーリとの滑りを安価に検出してこの滑りを抑制する。

【構成】 駆動プーリ回転速度センサ18と、従動プーリ回転速度センサ19の検出信号を用い、実変速比計算手段31にて実変速比32を算出して、更に実変速変化率検出手段33にて実変速変化率を算出する。また、理論変速変化率検出手段36は、前記の実変速比32と、エンジン回転数と、スロットル弁開度と、変速制御弁13の制御量とから理論変速変化率を算出する。そして、比較器38にて、実変速変化率と理論変速変化率とを比較して、ベルト滑りの有無を検出し、ベルト滑りがあるときは、ライン圧指示手段40に信号を送ってライン圧を増加させる。

【図2】 無段階変速装置の内部構成図



(2)

特開平6-11022

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 V字状溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現する車輛のVベルト式無段階変速装置の制御装置において、

駆動プーリ回転速度センサから得られる駆動プーリ回転速度信号と、従動プーリ回転速度センサから得られる従動プーリ回転速度を対比することによって、実際の変速比を算出する実変速比計算手段と、

実際の変速制御で変速比をどのような速度で変化させるかとは独立に、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より導かれ、単位時間当たりの変速比の変化率を予測する理論変速変化率予測手段と、

前記実変速比計算手段より時々刻々得られた時系列信号間の差分をとり実際の変速変化率を計算する実変速変化率計算手段と、

前記理論変速変化率計算手段より得られた値と、前記実変速変化率検出手段より得られた値を比較することによってVベルトのベルト滑りを検出するベルト滑り検出手段と、

該ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させる手段とを備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項2】 請求項1において、運転条件に応じたライン圧値をマイクロコンピュータ内の書換可能な記憶装置内に保持する手段と、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときに前記記憶装置内の現在の運転状態に対応するライン圧値を修正しライン圧値の学習を行う手段とを備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項3】 請求項1において、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときに変速比を低下させる手段を特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項4】 請求項1において、前記ベルト滑り検出手段によってベルト滑りを検出したときにその情報を運転者若しくは整備者に伝えるべき目的を持って記憶装置内に格納する手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項5】 請求項1の構成に加え、スロットル弁制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検知した時には該スロットル弁制御装置にスロットル弁開度を低下させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

置。

【請求項6】 請求項1の構成に加え、エンジン制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検知した時には該エンジン制御装置に点火進角度を遅角させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項7】 請求項1の構成に加えて、エンジン制御装置との間に制御情報の授受を許し前記ベルト滑り検出装置によってベルト滑りを検知した時には該エンジン制御装置に燃料の減量を実施させてエンジンの発生トルクを抑制する目的の所定の指示を与える手段を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速制御装置。

【請求項8】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算し、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的变化率を予測し、前記実際の変速比の変化率と、前記理論的变化率とを比較して、Vベルトの滑りの有無を検出することを特徴とするVベルト滑り検出方法。

【請求項9】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算し、前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的变化率を予測し、前記実際の変速比の変化率と、前記理論的变化率とを比較して、Vベルトの滑りの有無を検出し、ベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させることを特徴とするVベルト式無段階変速装置の制御方法。

【請求項10】 V字状の溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリにVベルトを巻回してトルク伝動を行い、前記従動プーリ側に形成されたプーリ室内にライン圧を常時作用させると共に、前記駆動プーリ側に形

(3)

特開平6-11022

4

3

成されたプーリ室内に変速制御弁によってライン圧を調圧した油圧を作用させることで、ベルトの走行径を変化させて変速を実現するVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛において、

駆動プーリ回転速度信号または相当信号と、従動プーリ回転速度信号または相当信号とから実際の変速比の変化率を計算する手段と、

前記変速制御弁の制御指令を監視して得た変速制御弁流量と、Vベルトの周長一定という機構上の制約条件より、単位時間当たりの変速比の理論的变化率を予測する手段と、

前記実際の変速比の変化率と、前記理論的变化率とを比較して、Vベルトの滑りの有無を検出し、ベルト滑りを検出したときにライン圧を増加させる手段とからなる制御装置を備えることを特徴とするVベルト式無段階変速装置を搭載した車輛。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は車輛の変速制御装置に係り、特に、Vベルト式無段階変速制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、車輛の変速装置として、従来のトルクコンバータ式有段自動変速機に代わるものとして、より制御の自由度が大きい無段階変速機(CVT:Continuously Variable Transmission)の開発が盛んに行われている。このCVTの具体的な機構として、V字状溝間隔が各々可変である駆動プーリ及び従動プーリのプーリ室内に油圧を作用させて溝間隔を変え、それによってベルトの走行径を変化させて変速比を制御するVベルト式無段階変速装置がある。

【0003】このタイプの変速装置に関しては、駆動プーリ及び従動プーリの油圧による押し付け力を伝動トルクに対して必要最小限の値に制御することが重要となっている。これは、第1にはプーリの押し付け力を低下させてVベルトの耐久性を確保する目的と、第2にはオイル・ポンプの負荷を軽くして、ひいてはエンジン負荷を低減し燃費を向上させようとする2つの要請から出ている。

【0004】特公平2-45062号公報には、Vベルト式無段階変速装置のライン圧制御に関する技術が開示されている。この従来技術は、マイクロコンピュータの記憶装置内にエンジンの出力トルクと変速比に対応した2次元マップを設定しておき、それを検索することによって、必要最小限度のライン圧をオープン・ループで制御しようとしている。

【0005】また、この従来技術には、Vベルトの滑りを防止する為に、駆動プーリの押し付け圧Q1と従動プーリの押し付け圧Q2が、少なくとも式1を満たさねばならないことが明示されている。

【0006】

【数1】

$$Q_1, Q_2 \geq \frac{T_{in} \cdot \cos \theta}{2 \cdot \mu \cdot R_{in}} \quad \dots \dots (数1)$$

【0007】ここで、 T_{in} : 駆動プーリに印可される入力トルク

θ : プーリ溝頂角の2分の1

μ : Vベルトとプーリ間の摩擦係数

R_{in} : 駆動プーリのベルト走行半径

である。

【0008】また、駆動プーリの押し付け圧Q1と従動プーリの押し付け圧Q2が、上記の数式1を満足しない場合、Vベルトの滑りが発生するが、この現象の検出には、以下の技術が知られている。

【0009】特開昭63-62954号では、駆動プーリと従動プーリの一方または双方の軸方向移動量を検出して理論変速比を求めると同時に、駆動プーリと従動プーリの双方の回転数の比から実際の変速比を求め、両者の値が一致しないときにベルト滑りと判定する技術が知られている。

【0010】また、特開昭62-68142号では、駆動プーリと従動プーリの回転数比から求まる実変速比の値が、機構上の最大または最小変速比から外れた場合、若しくは、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決定された変速速度の値が、機構上の最大変速速度から外れた場合に、ベルト滑りと判定している。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、特公平2-45062号公報に開示された従来技術に関しては、ライン圧をオープン・ループで制御する関係上、本当に必要な最小限度のライン圧をマップに格納しておくことができない。なぜならば、ベルト及びプーリの経時的な摩擦状態、加えて金属Vベルトの場合はベルトとプーリの界面間に入る変速油の特性によって摩擦係数が低下する為である。摩擦係数が低下すれば、上記の数式1から明らかなように、要求される必要ライン圧は増加する。

【0012】従ってこのことは、ライン圧値設定に際して、上記の数式1より導かれたライン圧値そのものだけではなく、経時変化、その他の要因による安全補償分を加味した大きめの値を設定しなければならないことを意味している。その分だけVベルトの幅方向に過大な加重がかかり、ベルト寿命を縮めたり、変速機構そのものの伝動効率を低下させたり、またオイルポンプの負荷を増加させて、エンジン効率を低下させる要因となる。

【0013】また、フェール・セーフの観点からみた場合にも、オープン・ループ制御には、不具合が発生した時に永久に動作の修正が行われないという欠点がある。即ち、制御装置が的確なライン圧の指示値を出力していても、何らかの原因でライン圧が低下した場合(オイルポンプの故障による吐出力低下、油圧系の圧力漏れ

50

(4)

特開平6-11022

5

6

等)、もはや走行が不可能となるという問題がある。

【0014】また、ベルトの滑りを検出する従来技術として、特開昭63-62954号では、理論的なベルト滑りを検出しているが、駆動プーリ若しくは従動プーリの軸方向の移動量を捉える為に、センサ若しくは特別なリンク機構を必要としており、コスト高になるという欠点がある。

【0015】更に、ベルトの滑りを検出する従来技術である特開昭62-68142号では、変速速度の値をベルトの滑り検出に用い、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決まる変速速度の値が、機構上の最大変速速度から外れた場合にベルトスリップと判定している。

【0016】しかしながら、この従来技術で述べるところの変速速度とは、目標変速比と実変速比の偏差に基づいて決定され、無段階変速機構が変速比を変化させるべき制御目標値のことであり、しかも、比べるべき機構上の最大変速速度がどのような根拠から決まるのかの理論的記述が明らかにされていない。

【0017】この従来技術の変速速度は、実変速比の挙動とは直接関係ない。なぜならば、目標変速比と実変速比の差の係数倍として導出されるからである。しかも、制御目標値として変速制御に使われるために、変速制御内容とベルト滑り検出が密接不可分となる。従って、制御内容が車種のマッチングによって変化した時に、ベルト滑りの検出感度も変化するという問題点を有し、変速制御とベルト滑り検出とが独立でないという問題を有する。

【0018】上述した従来技術の他にも、駆動側プーリの回転速度センサと、従動側プーリの回転速度センサと、CVTの入力軸のトルクセンサと、CVTの出力軸のトルクセンサを設け、これらの検出値からベルト滑りを検出する特開昭58-214054号公報記載の従来技術や、同じく駆動側、従動側プーリの夫々の回転速度を検出するセンサと、Vベルトの速度を検出するセンサとを設け、これらの検出値からベルト滑りを検出する特開昭62-292950号公報記載の従来技術や、同じく駆動側、従動側プーリの夫々の回転速度を検出するセンサと、プーリの軸方向のストローク量を検出して変速比を検出するストロークセンサとを設け、これにの検出値からベルト滑りを検出する実開平1-156349号公報記載の従来技術があるが、いずれもベルト滑り検出用に新たに設けるセンサ数が多く、コスト的に不利になるという問題がある。

【0019】本発明の目的は、上述した従来技術の問題点を解決し、ソフト処理にて特別なセンサを不要とし、変速制御内容とベルト滑り検出機構とが各々独立で変速制御内容の変化に影響されることのないVベルト式無段階変速装置等を提供することにある。

【0020】

【課題を解決するための手段】上記目的は、Vベルト式

無段階変速装置のライン圧を制御するにあたって、ベルト滑りを自己検知する手段を設け、ベルト滑りが検知されたときライン圧を所定分増加させることで、達成される(請求項1, 9, 10)。

【0021】上記目的はまた、ライン圧制御の基本値となる各運転状態別のライン圧値をマイクロコンピュータ内のRAM(Random Access Memory)に保持しておき、要求圧力が不足しベルト滑りが発生したときに、RAM上の該当する値を増加方向に修正し、ライン圧値を常に最適な値に制御する学習手段を設けることで、達成される(請求項2)。

【0022】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときに、請求項1のようにライン圧を制御するのではなく、変速比を低下させることによって、これに対処する手段を設けることで、達成される(請求項3)。

【0023】上記目的はまた、ベルト滑りがあった時の時点及びその時の運転状態をRAMの中に記憶しておき、運転者若しくは整備者にその情報を伝え、自己診断することで、達成される(請求項4)。

【0024】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときにライン圧を増加させるのではなく、電子的に制御されるスロットル弁制御装置にその情報を送り、スロットル弁開度を低下させて吸入空気量を減少させ、エンジントルクを低下させてベルト滑りを防止することで、達成される(請求項5)。

【0025】上記目的はまた、ベルト滑りが発生したときに、請求項5と同様にライン圧を増加させるのではなく、エンジン制御装置にその情報を送り、エンジンの点火進角度を遅角させてエンジントルクを低下させ、ベルト滑りを防止することで、達成される(請求項6)。

【0026】上記目的はまた、請求項6の代替として、ベルト滑りが発生したときに、請求項6の根にエンジン制御装置にその情報を送るのは同様であるが、エンジンの点火進角度を遅角させるのではなく、エンジンに供給される燃料を減量してエンジントルクを低下させ、ベルト滑りを防止することで、達成される(請求項7)。

【0027】

【作用】上記の各請求項の発明では、新たにベルト滑り検出用に用意するセンサとしては、駆動側、従動側の夫々のプーリ回転速度信号あるいは相当信号を検出するセンサを設けるだけで済む。

【0028】請求項1, 9, 10の発明は、Vベルト式無段階変速装置において、ベルトの滑りを検出する機構について述べたものである。Vベルトの周長が一定であるという幾何学的条件から、変速制御弁に所定の流量変化を与えているときの変速比の変化率は、一意に求められる。これと、実際に変速制御弁を変化させている時の実変速比の時間変化から、実際の変速比変化率を求め、前記の値と比較することによってベルトの滑りが検出可能となる。

(5)

特開平6-11022

8

7

【0029】なぜならば、Vベルト式無段階変速装置においてのベルト走行径は、前記の幾何学的制約条件を満足する値しかとりえない。しかしながら、プーリの押し付け圧が不足し、ベルト滑りが発生した場合、等価的にベルト周長が伸びたと同様の効果を与えるからである。変速比はLow側（大きな値側）に、変化率大で変化する。

【0030】変速制御弁流量とベルトの幾何学的制約から理論的な変速比の変化率を予測する機構が、請求項1の「理論変速変化率予測手段」、実際の変速比の変化率を計算するのが請求項1の「実変速変化率計算手段」である。従ってこれら二つの値を比較することによって、上記幾何学的関係の破綻を検出することができ、ひいてはベルトの滑りを検出する作用を呈する。よって、このベルト滑り検出の作用は、他の請求項記載の発明に於ける構成の基本的かつ必須のものである。

【0031】請求項1ではこれに加え、ベルト滑り検出時にライン圧を所定分増加させてベルト滑りを解消させる機能を実現している。このライン圧の増加は、変速比変化の応答を見ながら、ベルト滑りの検出ごとに行われる。従って、オイルポンプの故障による吐出力低下、油圧系の圧力漏れ等の原因でライン圧が指示値に対して低下した場合でも、本発明では可能な限り修復を試みる。

【0032】請求項2は、ライン圧値を書き換え可能な記憶装置上のマップとして保持し、上記ベルト滑り検出機構の判定値を教師信号として利用し、値を更新することによって、ライン圧値の学習制御を行う。

【0033】請求項3は、ベルト滑りが発生したときに変速比を低下させることによってこれを回避する。前記数式1で明らかなように、ベルトが滑らない為に必要なプーリ押し付け圧は、駆動プーリのベルト走行径に反比例する。従って、変速比を低下させて、この走行径を増せばベルト滑りを停止させることができる。

【0034】請求項4は、上記ベルト滑り検出機構の判定値を自己診断に応用したものである。これにより冗長なセンサ類を追加すること無しに自己診断機能を強化することができる。

【0035】請求項5は、ベルト滑りが発生したときにスロットル開度を低下させ、エンジントルクを抑制してこれを回避する。前記数式1で明らかなように、ベルトが滑らない為に必要なプーリ押し付け圧は、駆動プーリに印可される入力トルク、即ちエンジントルクに比例する。従って、エンジントルクを抑制すればベルト滑りを停止させることができる。

【0036】ベルト滑りは、エンジンの発生トルクが大きく、かつ変速比が大きい領域で発生しやすい。ベルト滑りがいったん発生すると、プーリとベルト間の摩擦係数低下とあいまって、エンジンは吹けあがる方向にある。従って、フェール・セーフとして見た場合は、エンジントルクを抑制する方が理にかなっており、応答速度

も速い。

【0037】請求項6及び請求項7は、前記請求項第5と同様にエンジントルクを抑制してベルト滑りを回避する。本構成では、無段階変速装置とエンジン制御装置が協調動作をすれば良いので、現今の車輛の部品構成を利用して簡便に実行できる利点がある。

【0038】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面を参照して説明する。図1は、本発明の一実施例に係るVベルト式無段階変速機とその制御装置を搭載した車両の全体構成図である。エンジン1より発生したトルクは、直結可能な（これをロック・アップ機能付きと称する。）トルク・コンバータ2を介して、Vベルト式無段階変速機の駆動プーリ3に入力される。駆動プーリ3に入力されたトルクは、Vベルト4を通じて従動プーリ5に伝動される。

【0039】駆動プーリ3及び従動プーリ5は、各々2枚の対向した回転板を備え、一方の回転板が固定され、他方が油圧作用により回転軸方向に位置変化を行うよう作られている。これにより、プーリの隙間間隔が調整され、ひいてはVベルトの走行径が変化して変速作用を行う。変速作用を受けて従動プーリ5に伝えられたトルクは、終減速機6に入り、最後に駆動輪7へ伝えられる。

【0040】一方、油圧系の経路を述べると、オイル溜まり9からオイル・フィルタ10を通してポンプ11によって吸引された油が、油路8に吐出されている。油路8の油圧は、一般にライン圧と呼ばれているもので、ライン圧制御弁12によって調圧されており、変速動作の基礎圧力となる。

【0041】ライン圧制御弁12は電磁式比例制御弁であり、マイクロコンピュータを内蔵した無段階変速制御装置15内で計算された指示圧力を、電気経路16により受け取り、電磁/油圧変換を行って、ライン圧を制御する。

【0042】ライン圧は、油路8を通して従動プーリシリンダ油室5aに導かれるとともに、変速制御弁13を通して適当に減圧され、かつ油路14を通して駆動プーリシリンダ油室3aにも導かれている。

【0043】変速制御弁13は電磁式比例制御弁であり、ライン圧制御弁12と同じく無段階変速制御装置15より電気経路17を通して信号を受け取り、電磁/油圧変換を行って、油路14の油圧を制御する。

【0044】ここで注意すべきことは、電気経路17に流れる信号は、油路14の油圧の絶対圧を指示し、油路14の油圧のライン圧（油路8の油圧）に対する比率を指示するのではないということである。また、この指示値がライン圧より大きくなっても、駆動プーリシリンダ油室3aの圧力の上限は、ライン圧で制限される。よって、油路14の油圧は、ライン圧以上に制御されることはない。

【0045】これを考慮して、駆動プーリシリンダ油室

50

(6)

特開平6-11022

9

3aの軸方向の受圧面積は、従動プーリシリンダ油室5aのそれに対し、ほぼ2倍に設定されている。これにより、駆動プーリ3のベルト押し付け圧は、従動プーリ5の押し付け圧を越える範囲まで制御可能で、任意の押し付け圧比(駆動プーリ押し付け圧と従動プーリ押し付け圧の比)を実現できる。従って、高変速比(Low側)から低変速比(High側)まで、ライン圧制御弁12と変速制御弁13のみで操作することができる。

【0046】駆動プーリ回転速度センサ18は、駆動プーリ3の回転速度を無段階変速制御装置15に電気信号として伝える。このセンサ18は、トルク・コンバータ2の直結・非直結情報及びポンプとタービンの回転数比が分かるならば、エンジン回転速度センサ20により代用することも可能である。

【0047】また、従動プーリ回転速度センサ19は、従動プーリ5の回転速度を無段階変速制御装置15に電気信号として伝える。なお、従動プーリ回転速度センサ19は、直接従動プーリ5の回転速度を検出するものでなくとも良く、車輦の駆動軸及び終減速機の回転速度(即ち車速)を検出するものであっても良い。

【0048】無段階変速制御装置15は、これら、駆動プーリ3と従動プーリ5の回転速度の比を取ることであり、実変速比を計算する。

【0049】エンジン回転速度センサ20とスロットルセンサ21は、エンジン発生トルクを推定するときに必要な信号を与える。エンジン回転速度センサ20の代わりに、エンジン制御装置25で使用するクランク角信号若しくは点火時期信号を用いても良い。また、スロットルセンサ21は、エンジンの吸気管負圧若しくは質量空気流量を捉えるセンサに代えることも可能である。

【0050】上記の実施例とは別に、図1中に併せて図示するスロットル弁制御装置23と電子制御スロットル装置22は、請求項5の構成に必要な要素である。スロットル弁制御装置23は、電子制御スロットル装置22にスロットル弁開度信号を送ることにより、エンジンの吸入空気量を制御している。この装置23は、無段階変速制御装置15がベルト滑りを検出したときに電気経路24を通して指令された信号を受け、スロットル弁の開度を低下させ、エンジンの発生トルクを抑制する。

【0051】エンジン制御装置25は、請求項6及び請求項7の構成に必要な要素である。この装置25は、エンジンの点火時期信号26と燃料噴射信号27を制御している。装置25は、無段階変速制御装置15がベルト滑りを検出したときに電気経路28を通して指令された信号を受け、請求項6の構成で点火時期信号26をリタードさせて、また請求項7の構成で燃料噴射信号27を正規量より減量し、エンジンの発生トルクを抑制する。

【0052】図2は、無段階変速制御装置15の内部構成を示すブロック図である。図2に示す内部構成の各要

10

素は、主に無段階変速制御装置15に内蔵されているマイクロコンピュータの制御ソフトウェアによって実現される。内部構成のうち、枠30で囲ったブロックが、請求項1の構成要素を基本とする部分である。

【0053】実変速比計算手段31は、駆動プーリ回転速度センサ18と従動プーリ回転速度センサ19から得られた速度の比を取り、実変速比信号32を出力する。また、実変速変化率検出手段33は、変速指示手段34の変速制御弁13に対する制御量の更新中に、実変速比信号32の時系列値間の差分を取り、実変速変化率信号35(Δi として後述)を出力する。

【0054】一方、理論変速変化率検出手段36は、前記実変速比信号32及びエンジン回転速度センサ20、スロットルセンサ21、変速制御弁13の制御量の各情報から、理論変速変化率信号37(Δi_0 として後述)を出力する。なお、この理論変速変化率検出手段36は、変速指示手段34の変速制御弁13に対する出力を監視するだけであり、変速を制御する部分とは独立である。

【0055】ベルト滑り検出手段38は、前記実変速変化率信号35と理論変速変化率信号37を比較し、前者が後者より大きくなった時点でベルト滑り検出信号39を出力する。

【0056】請求項1の発明では、この信号39はライン圧指示手段40に送られ、ライン圧制御弁12の制御量を変更して、ライン圧を所定分高める動作が行われる。

【0057】請求項2の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示するライン圧マップ記憶手段41に送られる。ライン圧マップ記憶手段41は、運転条件に合わせたライン圧値の発生をライン圧指示手段40に指令している。従って、ライン圧マップ記憶手段41は、ベルト滑り検出信号39を教師信号として、該当する運転条件のライン圧値をベルト滑りがないように学習し、記憶することができる。

【0058】請求項3の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する変速指示手段34に送られる。変速指示手段34は、ベルト滑りを検出した時に、変速比を減少させてベルト滑りを防止する。

【0059】請求項4の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する自己診断記憶手段42に送られる。自己診断記憶手段42は、ベルト滑りの事象及び発生した運転状況を記憶して、システムの自己診断機能を強化することができる。

【0060】請求項5の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する外部のスロットル弁制御装置23に電気経路24を通して送られる。スロットル弁制御装置23は、この指令を受けてスロットル弁開度を操作し、エンジントルクを所定量低下させることによりベルト滑りの抑制を行う。

50

(7)

特開平6-11022

11

12

【0061】請求項6及び請求項7の発明では、このベルト滑り検出信号39は、図2中に併せて図示する外部のエンジン制御装置25に電気経路28を通して送られる。エンジン制御装置25は、この指令を受けて、請求項6の発明においては点火時期をリタードさせ、また請求項7の発明においては燃料の減量を行って、エンジントルクを所定量低下させベルト滑りの抑制を行う。

【0062】請求項2から請求項7の発明の各形態において、ベルト滑り検出信号39の信号伝送経路は、図2中にベルト滑り検出信号39から分岐する波線として示されている。

【0063】上述した構成要件のうち、最も重要なものは理論変速変化率検出手段36である。以下、このブロックの動作原理を説明する。Vベルトの幾何学的な形態を、図3に示す。図3中の記号の説明を述べると、

Rin : 駆動プーリ3のベルト走行径

Rout : 従動プーリ5のベルト走行径

a : 駆動プーリと従動プーリ間の軸間距離

$$L = Rin(\pi + 2\phi) + Rout(\pi - 2\phi) + 2a \cos \phi - Rin\{(\pi + 2\phi) + i(\pi - 2\phi)\} + 2a \cos \phi \quad \text{--- (数3)}$$

$$\phi = \sin^{-1} \frac{Rin - Rout}{a} = \sin^{-1} \left(\frac{1-i}{a} Rin \right) \quad \text{--- (数4)}$$

【0069】これらの数式3と数式4を連立させて、

【0070】

$$\sin^{-1} x = x, \quad \cos^{-1} x = 1 - \frac{1}{2} x^2 \quad \text{--- (数5)}$$

【0071】の近似を用い、変速比*i*に付いて解くと、

【0072】

$$i = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 - 8a \pi Rin - 8a^2 + 4aL} - a\pi + 2Rin}{2Rin} \quad \text{--- (数6)}$$

【0073】が得られる。また、Rinに付いて解くと、

【0074】

$$Rin = \frac{\sqrt{a^2 \pi^2 (1+i)^2 - 4a(1-i)^2(2a-L) - a\pi(1+i)}}{2(1-i)^2} \quad \text{--- (数7)}$$

【0075】が得られる。従って、駆動プーリ3におけるVベルトの走行径Rinの変化に対する変速比*i*の変化

率は、数式6をRinで微分することにより、次式となる。

$$\frac{di}{dRin} = \frac{a\pi}{2Rin^2} - \frac{a^2 \pi^2 - 4a \pi Rin - 8a^2 + 4aL}{2Rin^2 \sqrt{a^2 \pi^2 - 8a \pi Rin - 8a^2 + 4aL}} \quad \text{--- (数8)}$$

【0077】次に駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する、変速比*i*の変化率を求める。

【0078】駆動プーリ3の断面を図4に示す。図4中の記号の説明を述べると、

Vd : 最大変速比の時（プーリシリンダが最も縮んだ時）の、駆動プーリシリンダ油室3aの体積、即ち変速

L : Vベルトのベルト周長

ψ : 各プーリの中心間をつなぐ線に、各プーリの中心より立てた垂線に対して、プーリとVベルトとの接点が張る離角前記垂線を基準として、図3中右側を正値、左側を負値としラジアンで表すである。

【0064】ここに於いて、Vベルト変速機構の変速比*i*は、

【0065】

【数2】

$$i = \frac{Rout}{Rin} \quad \text{--- (数2)}$$

【0066】と表され、ベルト周長Lが一定であるという幾何学的制約と前記数式2より、以下の数式3、4が導かれる。

【0067】

【数3】

【0076】

【数8】

動作に寄与しないデッドボリュウム

S : 駆動プーリシリンダ油室3aの等価投影底面積

LP : 駆動プーリ3の可動側の軸方向ストローク量

Rin0 : 最大変速比の時の、Vベルトの最小走行径

θ : プーリとベルトの接触面での半シーブ角（プーリ溝頂角の2分の1）

(8)

特開平6-11022

13

14

となる。

【0079】ここで、駆動プーリシリンダ油室3aの体積をVPとすると以下の関係式が成立する。

【0080】

【数9】

$$\left. \begin{aligned} V_P &= V_d + S \cdot L_P \\ L_P &= 2(R_{in} - R_{ino}) \tan \theta \end{aligned} \right\} \text{----- (数9)}$$

【0081】数式9の2式を連立させ、LPを消去すると次式となる。

【0082】

【数10】

$$R_{in} = \frac{V_P - V_d}{2S \tan \theta} + R_{ino} \text{----- (数10)}$$

$$\frac{di}{dV_P} = \frac{di}{dR_{in}} \cdot \frac{dR_{in}}{dV_P}$$

$$= \frac{1}{2S \tan \theta} \left(\frac{a\pi}{2R_{in}^2} - \frac{a^2\pi^2 - 4a\pi R_{in} - 8a^2 + 4aL}{2R_{in}^2 \sqrt{a^2\pi^2 - 8a\pi R_{in} - 8a^2 + 4aL}} \right) \text{----- (数12)}$$

【0087】一方、変速制御弁13の流量をQとした時、油を非圧縮性流体と仮定すると、 $\Delta V_P = Q$ が成り立つ。これを用いることにより変速比iの単位時間当た

$$\Delta i_o = \frac{di}{dV_P} \cdot \Delta V_P = \frac{di}{dV_P} \cdot Q \text{----- (数13)}$$

【0089】従って以上の議論より、任意の変速比iに対するRinは数式7より求めることができ、求められたRinを用いてdi/dVPを数式12より計算することができる。また、変速制御弁13の流量Qが分かれば、数式12の値を用いて、数式13を解くことができる。

【0090】よって、di/dVP=f(i)なるテーブルf(i)を予め計算して、理論変速変化率換出手段36の中に設定しておくことができる。実変速比iからこのテーブルを引き、変速制御弁流量Qを乗ずることにより、ベルト滑りがないときの変速比変化率Δi0は計算可能である。

【0091】次に、上記の数式13の計算に必要な

$$\frac{Q_1}{\pi + 2\phi} \tan(\theta + \tan^{-1}\mu) - \frac{Q_2}{\pi - 2\phi} \tan(\theta + \tan^{-1}\mu) = \frac{T_{in}}{2R_{in}} \cdot A \text{----- (数14)}$$

【0094】上式のQ1、Q2は、前述したように、駆動プーリ3と従動プーリ5のVベルト4に対する軸方向の押し付け圧である。また、Aは実験係数であり、通常の使用状態では定数として扱って良い。

【0095】ここで、Q1=kQ2なるような、プーリ間

$$4B\phi^2 - 2(k+1)R_{in} \cdot \phi + \pi(k-1)R_{in} - B\pi^2 = 0 \text{----- (数15)}$$

【0097】但し、上式15中の定数Bは、以下のように定義される。

【0098】

【数16】

【0083】従って、駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する駆動プーリベルト走行径の変化率は、数式10をVPで微分することにより、次式となる。

【0084】

【数11】

$$\frac{dR_{in}}{dV_P} = \frac{1}{2S \tan \theta} \text{----- (数11)}$$

【0085】よって、数式8と数式11より駆動プーリシリンダ油室3aの体積変化に対する変速比iの変化率が求められて、次式となる。

【0086】

【数12】

りの理論的変化率Δi0は、次式から得られる。

【0088】

【数13】

る、変速制御弁13の流量Qを求める方法を以下に簡単に説明しておく。変速制御弁13の流量を求めるためには、圧力制御式比例電磁弁では、駆動プーリシリンダ油室3aの圧力を推定することが重要となってくる。この圧力を推定する手法を先に示す。

【0092】一般に、プーリとVベルトの間には、次のような理論式14が成立することが知られている(小笠原：Vベルト自動変速機の変速特性：生産研究 Vol.14, No.6, pp183-186(1962))。

【0093】

【数14】

の押し付け圧比kを導入する。すると、数式14は以下のように変形できる。

【0096】

【数15】

$$B = \frac{T_{in} \cdot A}{2Q_2 \tan(\theta + \tan^{-1}\mu)} \text{----- (数16)}$$

【0099】数式15の方程式をψについて解くと、次式となる。

50

(9)

特開平6-11022

15

16

【0100】

【数17】

$$\phi = \frac{2(k+1)Rin - \sqrt{4(k+1)^2 Rin^2 - 16B\pi(k-1)Rin + 16B^2\pi^2}}{8B} \quad \text{--- (数17)}$$

【0101】一方、前述の数式3、数式4を、Rinにつ
いて解くと、次式となる。

【0102】

【数18】

$$Rin = \frac{L - 2a \cos \phi + a(\pi - 2\phi) \sin \phi}{2\pi} \quad \text{--- (数18)}$$

【0103】数式16において、Tinはトルク・コンバ
ータ2のロック・アップ時にはエンジントルクと等し
く、また従動プーリの押し付け圧Q2は、ライン圧に比
例する力（ライン圧と受圧面積の積）である。

【0104】従って、数式16中のTin/Q2のファクタ
ー、即ち言い換えるとエンジントルクとライン圧の比が
与えられた場合、Bが一意に決定する。よって、予め数
式17と数式18の相互の反復計算を行うことにより、
任意の押し付け圧比kに対するφとRinを決定すること
ができる。

【0105】この反復計算の手順を、以下の数式19に
示す。

【0106】

【数19】

$$\left. \begin{array}{l} \phi = f_1(Rin) \\ Rin = f_2(\phi) \end{array} \right\} \quad \text{--- (数19)}$$

【0107】Rinが求まれば、前述の数式6より変速比
iは一意に求まるので、今までの議論より、次式が導か
れる。

【0108】

【数20】

$$i = f_3\left(\frac{Tin}{Q_2}, k\right) = f_4\left(\frac{Te}{PL}, \frac{PP}{PL}\right) \quad \text{--- (数20)}$$

【0109】ここで、Teはエンジンの出力トルクを、P
Lはライン圧を、PPは駆動プーリシリンダ油室3a内の
圧力を表す。即ち、数式20の意味は、Tin/Q2と押し
付け圧比kから変速比iが求まるならば、TinはTeと等
しく、kはPP/PLに比例するので、Te/PLとPP/P
Lの値の組に対しても必要かつ十分に求められるという
ことである。

【0110】従って、変速比iとTe/PLの値の組が与
えられたときに、その時の圧力PPを推定する上式の逆
関数f5を定義することができて、次式が導かれる。

【0111】

【数21】

$$\hat{P}_P = PL \cdot f_5\left(\frac{Te}{PL}, i\right) \quad \text{--- (数21)}$$

【0112】ここで、Teは前述のスロットルセンサ21
とエンジン回転速度センサ20の値から容易に推定する
ことができる。しかも、PLは、無段階変速制御装置1
5が自らライン圧指示手段40により計算した値であ
る。

$$Q = \begin{cases} k_U \cdot (PL - \hat{P}_P) & : P_0 \geq \hat{P}_P \text{の時} \\ -k_D \cdot \hat{P}_P & : P_0 < \hat{P}_P \text{の時} \end{cases} \quad \text{--- (数22)}$$

【0116】ここで、kU、kDは、変速制御弁13のオ
リフィス特性により決まる比例定数である。従って、前
述の如く、求まったQにより理論変速変化率検出手段3
6の中で（数13）を計算すれば、変速比変化率Δi0
を求めることができる。

【0117】ここで、変速比変化率Δi0は、本発明の

り、内部的に流用可能である。また、実変速比iとして
は実変速比計算手段31の出力値32を流用することが
できる。

【0113】さらに、関数f5は、予め任意の変速比i
とTe/PLの値の組に対して数式19の手順を用いて値
を求め、理論変速変化率検出手段36の中にマップ化し
て格納することができる。従って、マイクロコンピュ
ータの演算性能を持ってしても、十分実時間制御として実
現可能である。

【0114】以上の議論で、駆動プーリシリンダ油室3
a内の圧力PPを推定する手法を示した。PPの推定値が
分かれば変速制御弁13の流量Qは簡単に求まる。即
ち、その時の変速指示手段34が、変速制御弁13に電
氣的に指令している指示圧力をP0とすると、以下の式
が成立する。

【0115】

【数22】

ようにベルトの滑り検出に用いるだけではなく、変速比
の制御面においても、その利用価値が極めて高い。以下
は、本発明とは直接関係ないが、Δi0の応用として、
これを変速制御弁の制御に用いた例を示す。

【0118】図5は、図2中の変速指示手段34の制御
ブロック図である。図中、Ninは駆動プーリ3の回転速

50

度であり、 N_{in0} は駆動プーリ回転速度を収束させるべき目標値である。

【0119】一般に無段階変速装置の制御としては、車速とスロットル開度により求められた目標駆動プーリ回転数 N_{in0} に、 N_{in} を追従させるよう変速比の制御が行われる。この N_{in} と N_{in0} との偏差は、比例ゲイン $K1$ 、微分ゲイン $K2$ で処理された後、積分器50に変速制御弁13の制御量として蓄積される。積分器50を使う根拠は、一般に油圧回路を含む機構はむだ時間系であり、積分偏差（オフセット）を補償するためである。

【0120】図示の比例ゲインと微分ゲインの加算点であるブロック51は、近年では制御性を改善するため、図示のブロック52のようにファジィ制御器で置き換えられることもよく行われている。

【0121】ここで問題となるのは、系がむだ時間系であるために、収束の過程で一時的に N_{in} と N_{in0} が一致しても、それ以上の行き過ぎ制御量が積分器50に蓄積されており、 N_{in} が N_{in0} 近傍で停止せずに大きなオーバーシュートを生じるということである。変速比変化率 $\Delta i0$ を用いると、この制御動作の行き過ぎを制限するための判定値を与えることができる。

【0122】ブロック53は、この判定値を計算して、比較器55の一端に与えている。ここで、 i は計測された現在の実変速比、 $i0$ は N_{in0} を現在の駆動プーリ回転速度で換算した目標変速比である。

【0123】ブロック53内の式の意味は、変速比の偏差 $(i-i0)$ を変速比変化率 $(\Delta i0)$ で割ることを示し、CVT機構からみた収束までの予測時間を与える。

【0124】また、比較器55のもう一端には、制御偏差 e を制御偏差の時間変化分 Δe で割った値が入力されている。これは即ちシステムの実際の動作面からみた収束までの予測時間を与える。比較器55は、この両者の値を比較して、ほぼ一致したときに、スイッチ56に指示を送り積分器の入力を遮断し、行き過ぎ制御量の蓄積を防止する。

【0125】従って、変速制御弁13の制御量として、CVT機構が理論的に取りうる最大変速速度を指示できるが、急激した値以上に行き過ぎない。これにより、応答性の向上とオーバーシュートの抑制とを両立させることができる。よって目標値 N_{in0} に対する追従性が増すために、燃費の良い変速制御が実現可能である。

【0126】以上述べた本発明によるベルト滑り検出機構の動作手順を、フローチャートにして図6から図12に示す。図6以降のフローチャートは、実変速変化率を計算する時間間隔毎に、周期的に起動される。

【0127】ステップ60では、変速制御弁の制御量が更新中で変速動作を行っていたら、ステップ61に、そうでなければステップ73に進む。ステップ73では、将来のベルト滑り判定に備えて実変速比 i を計算しておく。ステップ61では、前述したように変速制御弁の流

量 Q が求められ、続くステップ62で理論的な変速比変化率 $\Delta i0$ が計算される。

【0128】変速制御弁の制御量が更新されている期間中であるので、その結果として実変速比が変化する。この新しい実変速比を計算するのがステップ63であり、図2の実変速比計算手段31においてなされる。前回の実変速比は、ステップ73において計算され、ステップ74において記憶されているので、ステップ64においては、両者の値の差分を取って、実変速変化率 Δi を求める。なお、この計算は、図2においては、実変速変化率検出手段33で行われる。

【0129】ステップ65では、以上求めた Δi と $\Delta i0$ の値を比較して、ベルト滑りの検出が行われる。ベルト滑りを検出すれば、ステップ66に進み、検出しなければステップ74に進む。このベルト滑り検出は、図2においては、ベルト滑り検出手段38で行われる。

【0130】ステップ66は、請求項1の発明に係る制御方法によるもので、ベルト滑りを検出したときに、ライン圧を所定分増加させ、ベルト滑りを抑制する。

【0131】図7のフローチャートは、請求項2の発明に係る方法によるものである。図6と比べてステップ66がステップ67に置き換わっている。ステップ65においてベルト滑りを検出しなければ、ステップ67aでライン圧制御の基準値である当該運転状態のライン圧マップ値を所定の時定数で減少させる。逆に、ベルト滑りを検出したならば、ステップ67bにおいて該ライン圧マップ値を所定分増加修正する。この方法により、該当する運転状態での最適なライン圧値の学習が可能となる。

【0132】以上述べたライン圧値の修正方式の違いは、図2のライン圧マップ記憶手段に履歴を残さない一過性の制御か、履歴を残す学習制御かの違いであり、ステップ66とステップ67は、方式上排他的に用いられることは言うまでもない。

【0133】図8のフローチャートは、請求項3の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ68に置き換わっている。図6と違って、ベルト滑りを検出したときに変速比を一時的に低下させてこれを回避する。変速比を低下させて、駆動プーリのベルト走行径を増せば、必要とするライン圧は低い値でよいからである。これは、オイル・ポンプ等の故障でライン圧値を修正してベルト滑りを停止させることができない場合、即ちライン圧のフェールセーフに用いることができる。

【0134】図9のフローチャートは、請求項4の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ69に置き換わっている。前記の実施例と違って、変速比変化率 $\Delta i0$ によるベルト滑り検出手段を自己診断に応用したものである。これにより、無段階変速制御装置に元から具備されている必要最低限のセン

(11)

特開平6-11022

20

19

サでベルト滑りを検出することができ、コストメリットが大きい。

【0135】図10のフローチャートは、請求項5の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ70に置き換わっている。本フローチャートに於いては、図1中に示した電子制御スロットル装置22とスロットル弁制御装置23が、構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにスロットル弁制御装置23にスロットル弁開度の低下指示を出してエンジントルクを抑制し、ベルト滑りを停止させる。

【0136】図11のフローチャートは、請求項6の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ71に置き換わっている。本フローチャートに於いては、図1中に示したエンジン制御装置25が構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにエンジン制御装置25に点火時期のリタード指示信号を出し、エンジントルクを抑制する。この機能ステップは、図10のフローチャートのステップ70と同様の主旨を手段を換えて実現したものである。

【0137】図12のフローチャートは、請求項7の発明に係る方法によるものであり、図6と比べてステップ66がステップ72に置き換わっている。本フローチャートに於いても、エンジン制御装置25が構成要素として必要となる。ベルト滑りを検出したときにエンジン制御装置25に燃料噴射の減量指示信号を出し、エンジントルクを抑制する効果は図11と同様である。

【0138】

【発明の効果】本発明によると、実変速比の変化率を見てベルト滑りを検出するための判定基準値を、簡便にシステムに付与することができる。従って、ベルト滑り検出用の特別なセンサを必要とせず、コストの上昇を伴わないという効果がある。

【0139】また、このベルト滑り検出機構は、変速制御とは独立であり、変速制御内容のマッチングによる変化及び機種毎の変化に左右されないという利点を持っている。

【0140】加えて、ベルト滑り判定基準値の算出においては、計算過程の大部分を予め数値計算で求めたテーブルを検索することで実行できる。これにより、数値演算性能が弱いマイクロコンピュータを応用した装置にあっても、満足すべき実時間応答性が得られると言う効果がある。

【0141】また、ベルト滑りを検出したときに、ライン圧を増加させることによりベルト滑りを抑制し、ベルトの耐久性や、プーリのシーブ面を摩耗から速やかに保護するという効果がある。しかも、この保護動作は、クローズド・ループ制御によりベルト滑りが検出されなくなるまで繰り返し行われるので、システムの頑健性を高めるという効果もある。

【0142】一方、このベルト滑り信号を教師信号とし

て、該当運転状態のライン圧値を修正することにより、ライン圧の学習制御が実現できる。この学習制御においては、予め経時変化を見越して、ライン圧を多めに設定するというを行わずともよい。従って、常時必要最小限のライン圧でシステムが動作する為、ポンプ負荷を低減でき、車両の燃費向上に大幅に寄与するという効果がある。またプーリの押し付け圧力が適度に調整される為、Vベルト式無段階変速装置自体の動力伝達効率も向上するので、併せて燃費向上に寄与する効果大きい。

【0143】更に、ベルト滑りを検出したときに変速比を低下させて、これを抑制するという手法も示されている。ポンプ吐出圧が何らかの原因で低下したとき、ライン圧増加によらないでベルト滑りを抑制できるので、ベルトとプーリのフェールセーフ的な保護に効果がある。

【0144】また、このベルト滑りの検出は、システムの自己診断機能を大幅に強化するという効果もある。ベルト滑りがあった時の時点及びその時の運転状態を記憶し、運転者若しくは整備者にその情報を伝えることにより、自己診断機能の上で大きな利便性を与える。しかも、ハード的な機構は何も付け加えずソフト処理により実行できるので、コストの上昇を招かない。

【0145】また、このベルト滑り検出信号は、他の制御機器、即ちスロットル弁制御装置及びエンジン制御装置ともやり取りすることができる。従って、ベルト滑りが発生すれば、外部機器と協調してエンジントルクを速やかに抑制する方策が取れる。

【0146】これは、エンジンの吹け上がりによる運転者の違和感を防止する為にも、またフェールセーフとして見た場合にシステムを安全側に制御する為にも、重要な制御手法となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す全体構成図である。

【図2】無段階変速制御装置の内部構成図である。

【図3】Vベルトの幾何学的形態図である。

【図4】駆動プーリの幾何学的断面図である。

【図5】変速指示手段の制御ブロック図である。

【図6】請求項1に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図7】請求項2に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図8】請求項3に係る発明の一実施例を示すフローチャートである。

【図9】請求項4の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図10】請求項5の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図11】請求項6の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

【図12】請求項7の発明に係る一実施例を示すフローチャートである。

(12)

特開平 6-11022

22

21

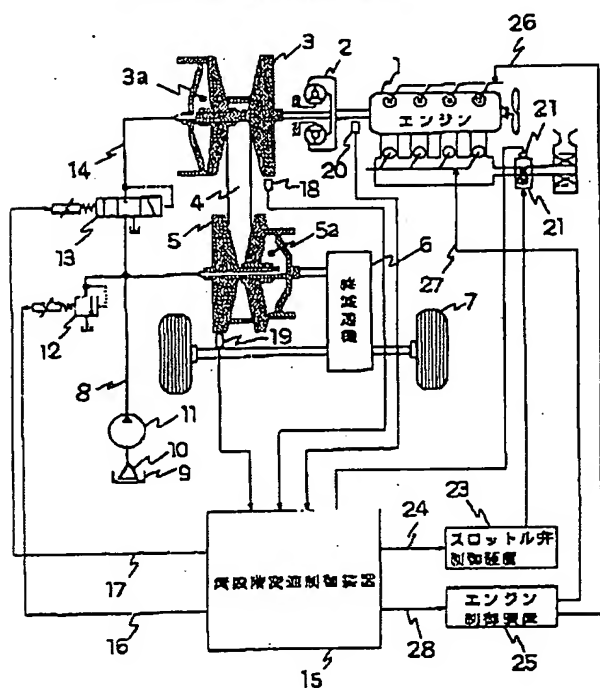
【符号の説明】

1…エンジン、2…トルク・コンバータ、3…駆動プーリ、3a…駆動プーリシリンダ油室、4…Vベルト、5…従動プーリ、5a…従動プーリシリンダ油室、6…終減速機、7…駆動輪、8…ライン圧の油路、9…オイル溜まり、10…オイル・フィルター、11…オイル・ポンプ、12…ライン圧制御弁、13…変速制御弁、14…駆動プーリへの油路、15…無段階変速制御装置、18…駆動プーリ回転速度センサ、19…従動プーリ回転速度センサ、20…エンジン回転速度センサ、21…スロットルセンサ、22…電子制御スロットル装置、23…スロットル弁制御装置、25…エンジン制御装置。

【図 1】

【図 1】

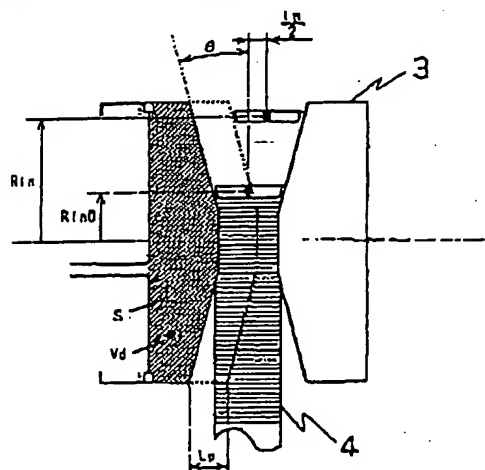
本発明の一実施例を示す全体構成図



【図 4】

【図 4】

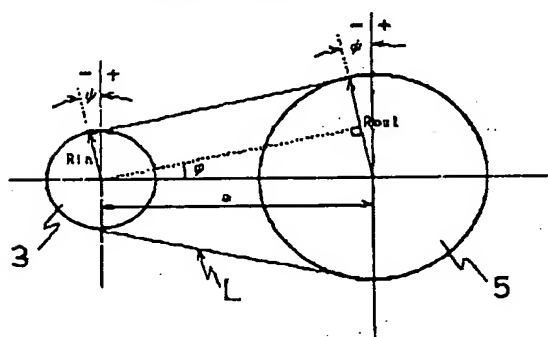
駆動プーリの幾何学的断面図



【図 3】

【図 3】

Vベルトの幾何学的形態図

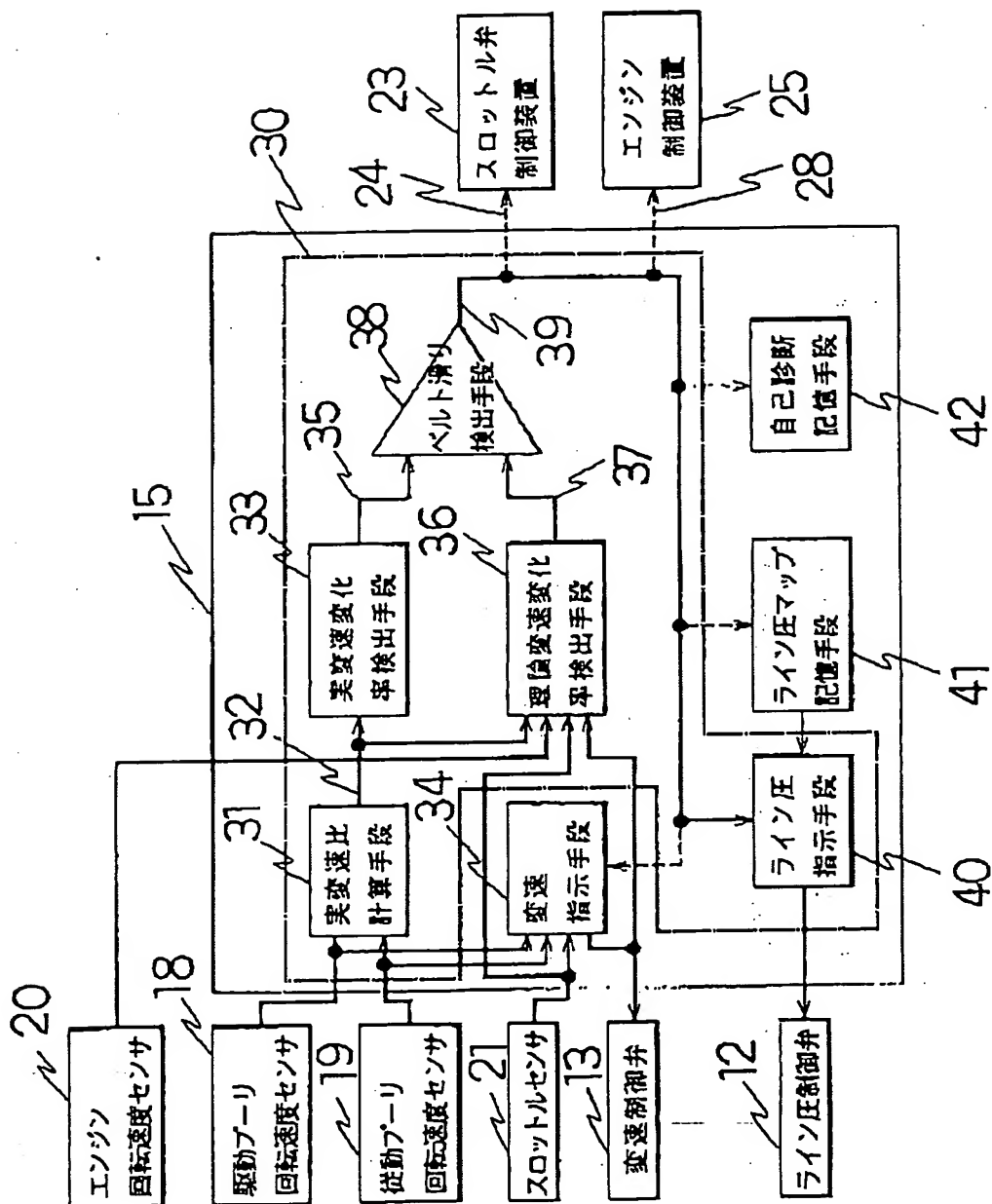


(13)

特開平 6-11022

【図 2】

【図 2】 無段階変速制御装置の内部構成図



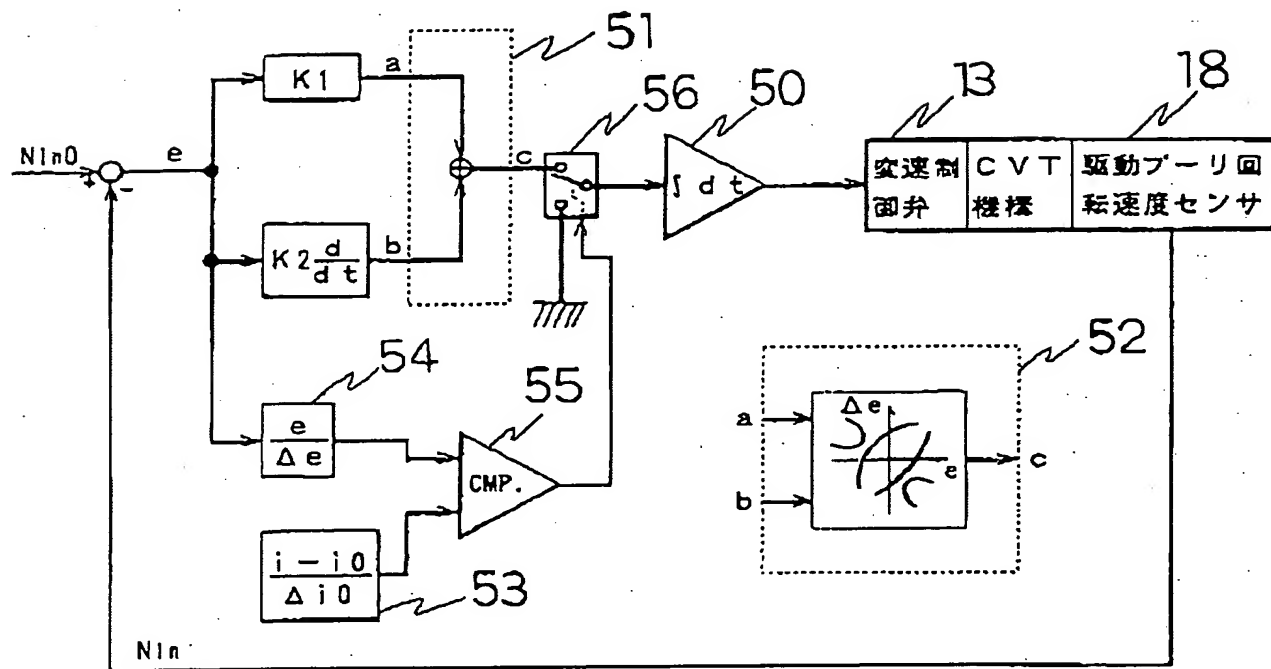
(14)

特開平 6 - 1 1 0 2 2

【図 5】

[図 5]

変速指示手段の制御ブロック図



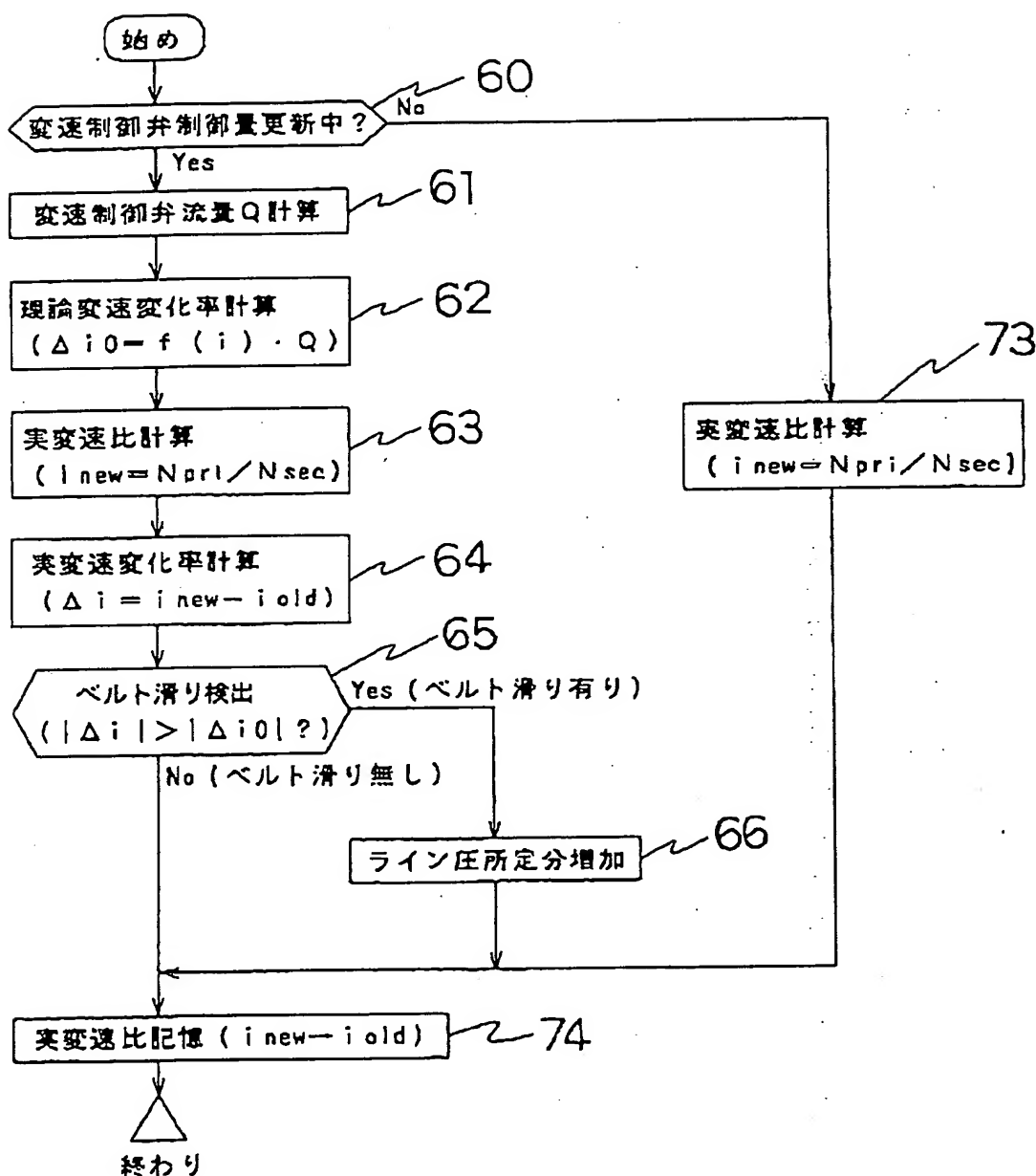
(15)

特開平6-11022

【図6】

【図 6】

本発明の一実施例を示すフローチャート



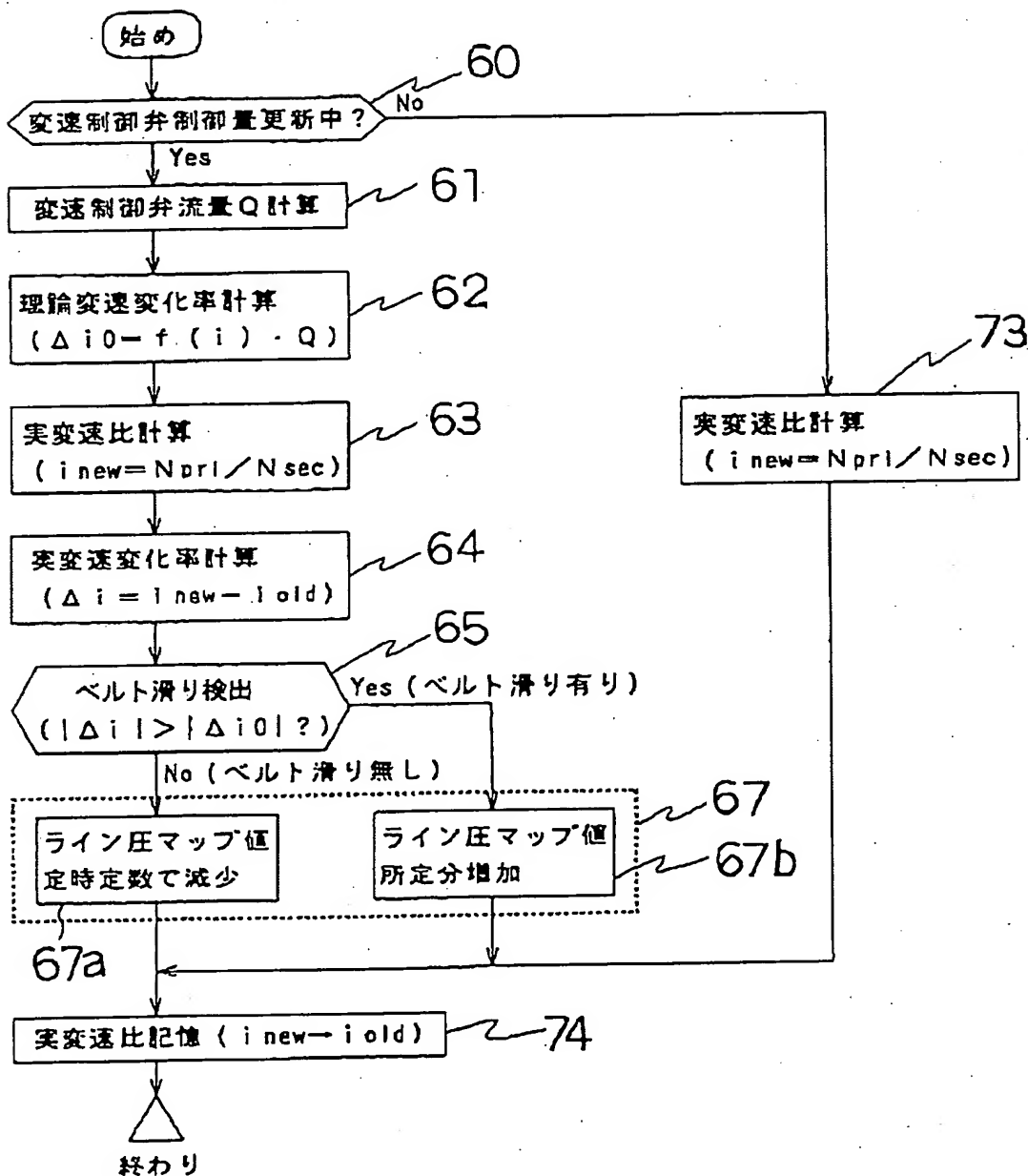
(16)

特開平 6 - 1 1 0 2 2

【図 7】

[図 7]

本発明の一実施例を示すフローチャート



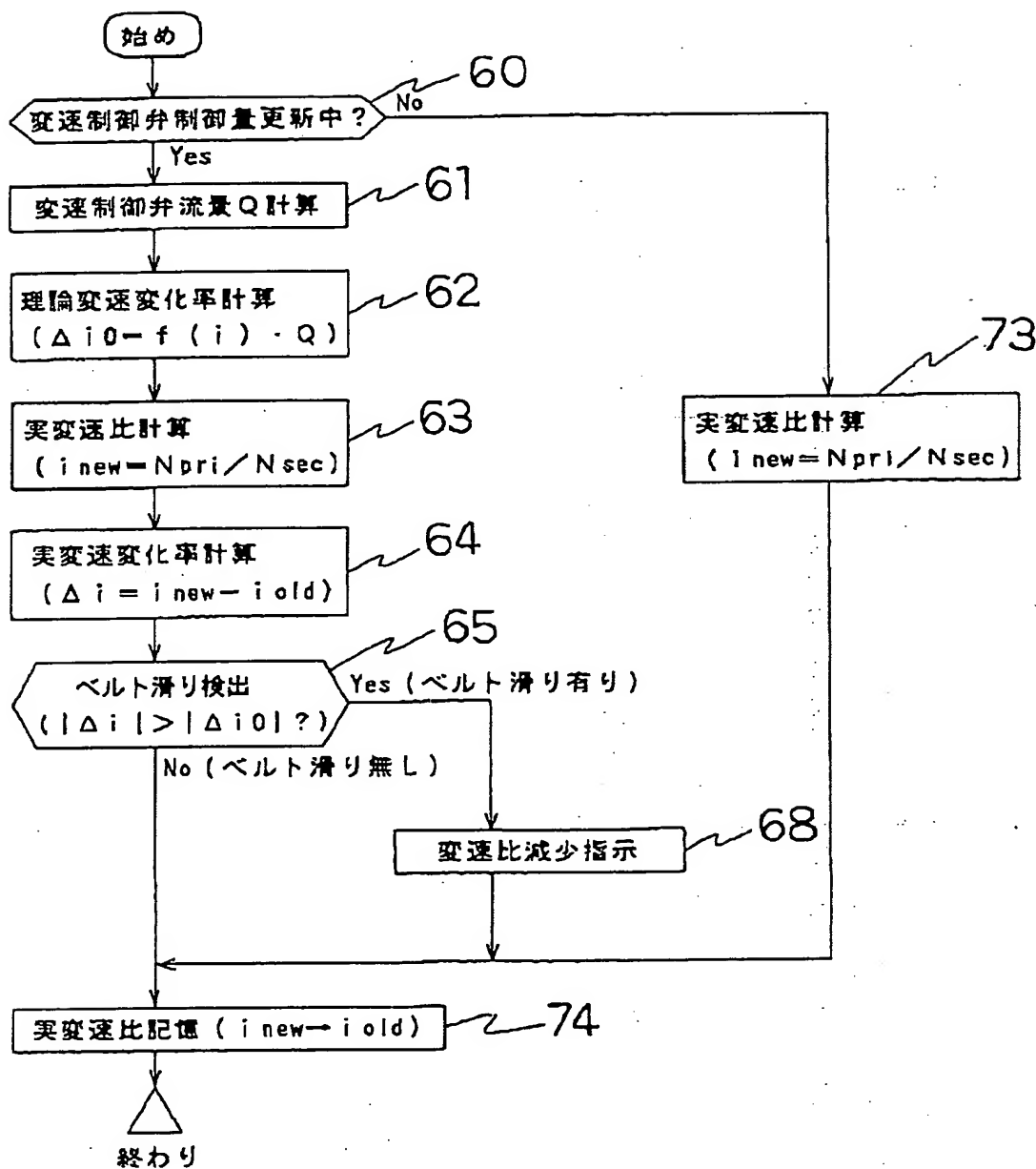
(17)

特開平6-11022

【図8】

【図 8】

本発明の一実施例を示すフローチャート



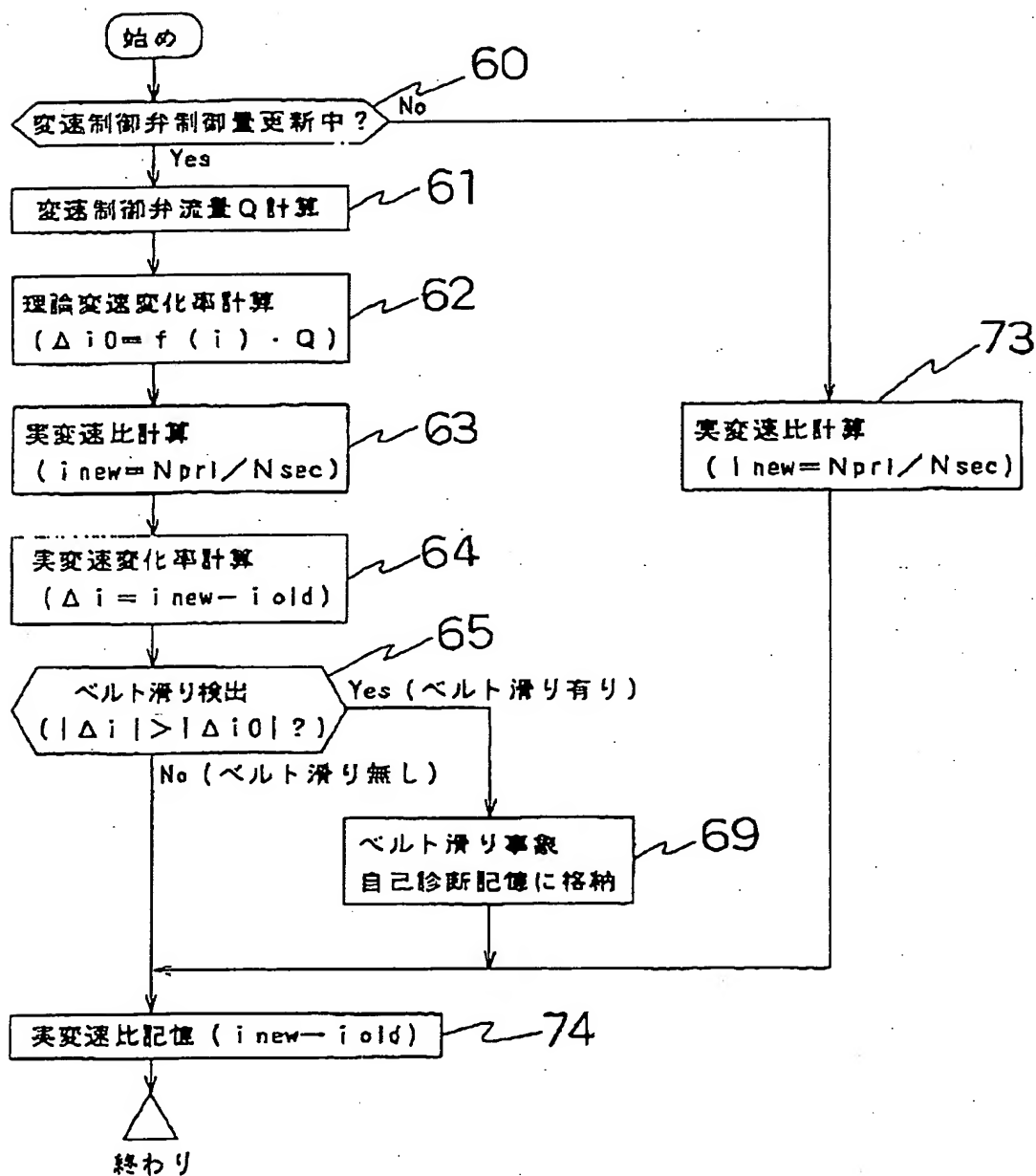
(18)

特開平6-11022

【図9】

【図 9】

本発明の一実施例を示すフローチャート



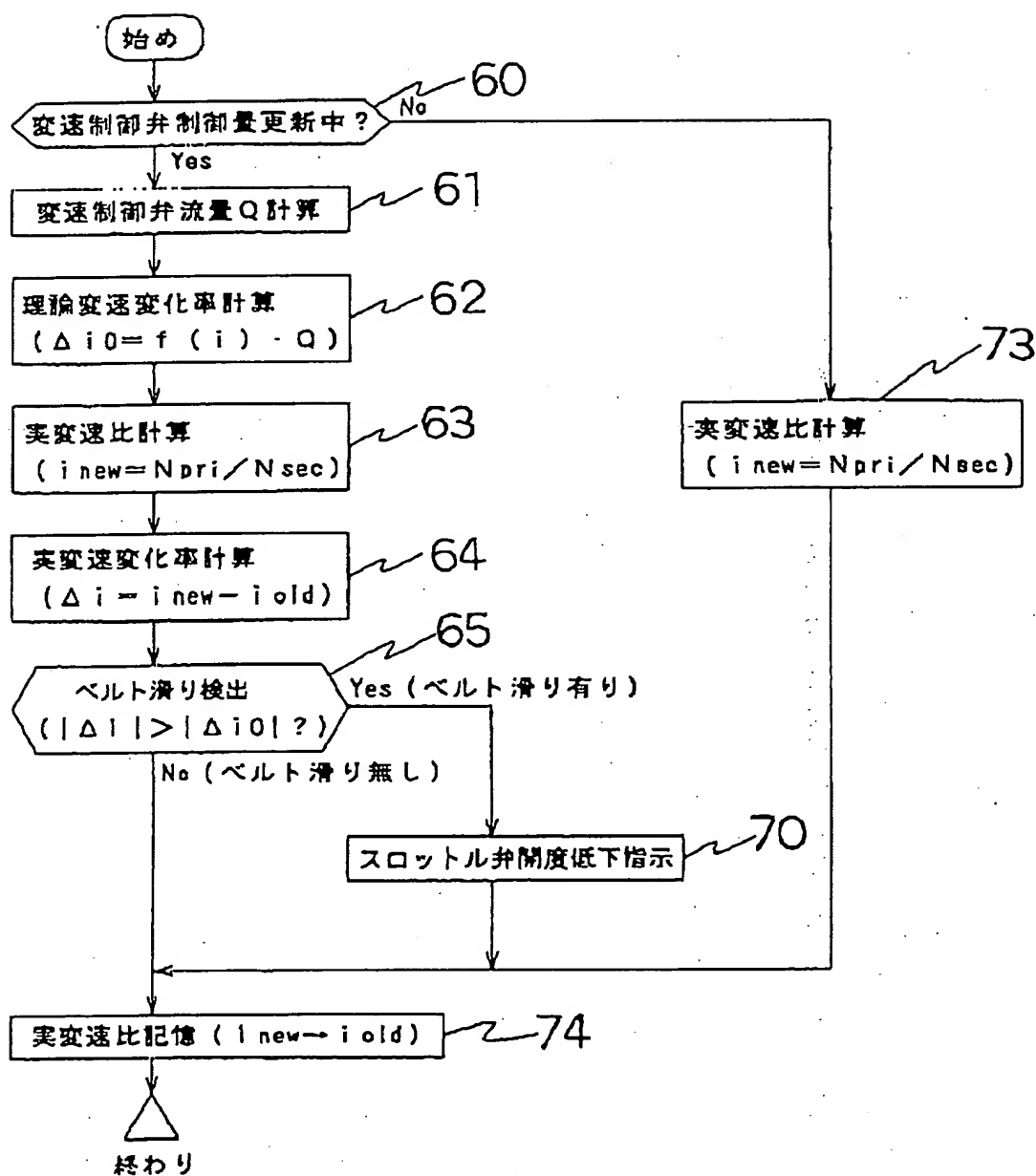
(19)

特開平6-11022

【図10】

【図 10】

本発明の一実施例を示すフローチャート



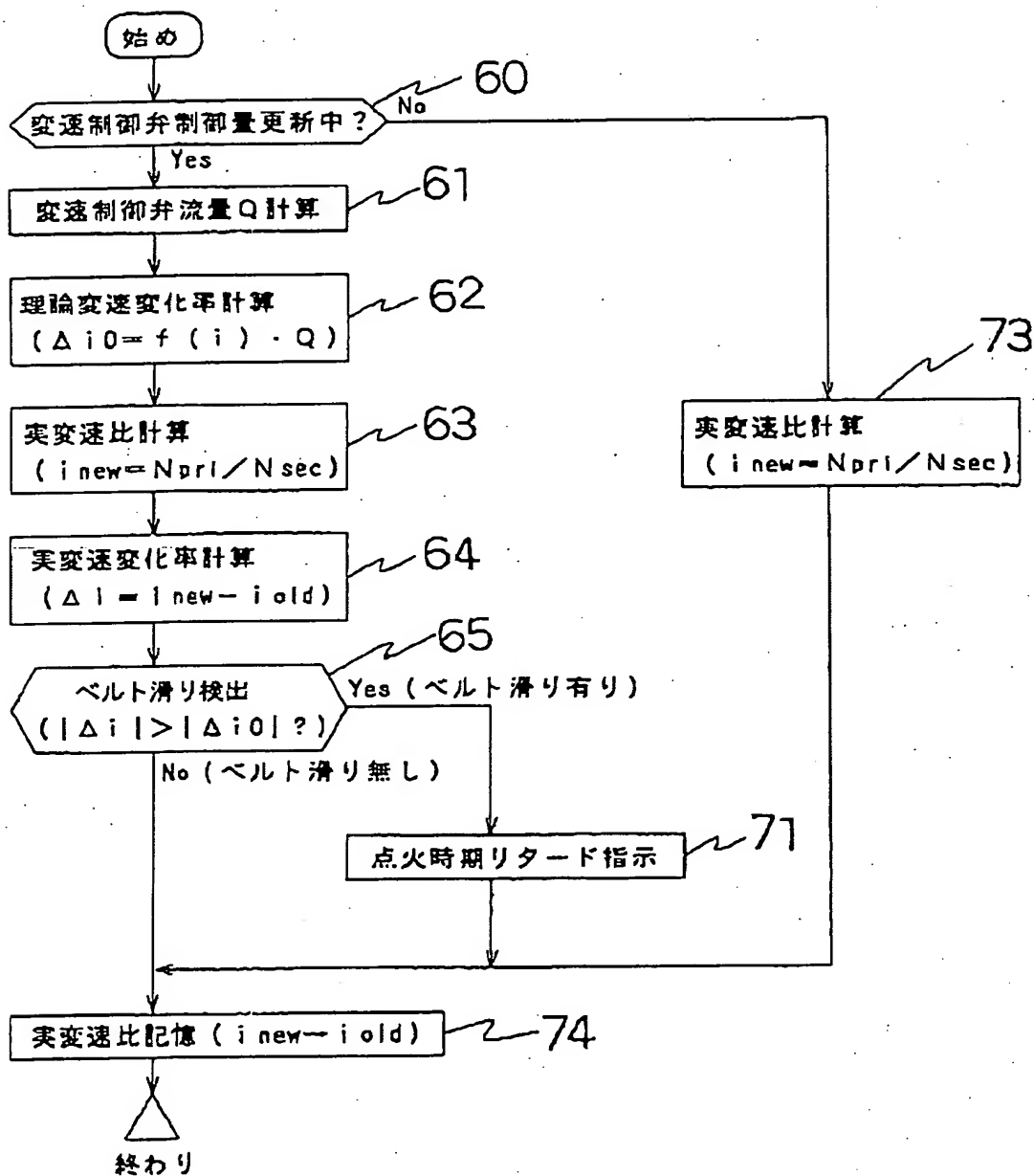
(20)

特開平 6-11022

【図 11】

【図 11】

本発明の一実施例を示すフローチャート



(21)

特開平6-11022

【図12】

[図 12]

本発明の一実施例を示すフローチャート

